

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

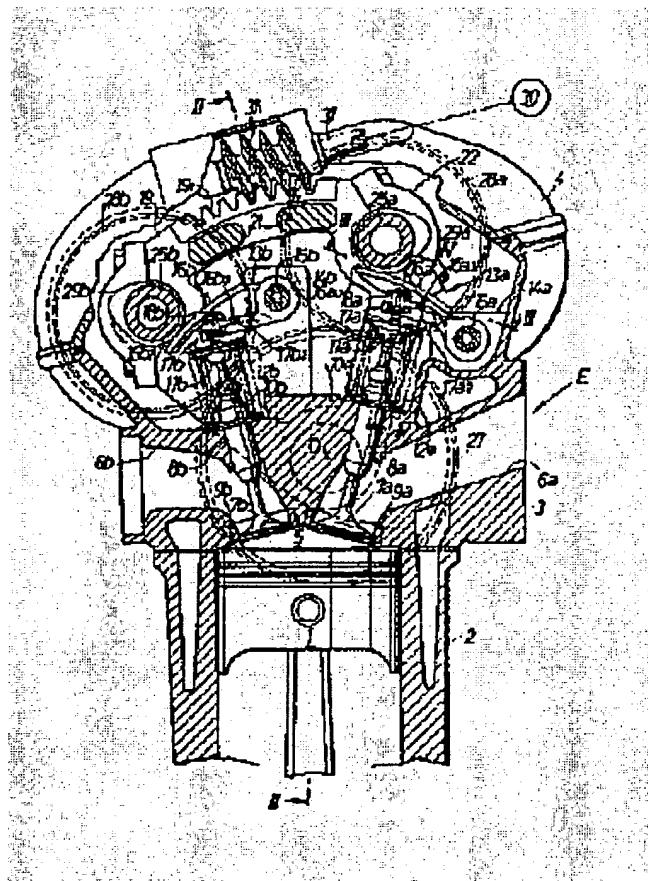
VALVE DRIVER FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

Patent number: JP4143410
Publication date: 1992-05-18
Inventor: YAGI SHIZUO; others: 02
Applicant: HONDA MOTOR CO LTD
Classification:
- International: F01L13/00; F01L1/18; F01L1/20; F02D13/02
- european:
Application number: JP19900264725 19901002
Priority number(s):

Abstract of JP4143410

PURPOSE: To control the output torque of an internal combustion engine so effectively in keeping a throttle valve intact in a state of being opened by constituting a valve opening angle at the time of partial load driving so as to make it smaller than the said opening angle.

CONSTITUTION: At the time of partial load driving of an internal combustion engine E, a worm gear shaft 31 is rotated by a servomotor 30, and a camshaft support member 22 rocks via a worm gear 311 and a sector gear 191. Accordingly, two cams 29a, 29b come into contact with each tip side of slipper arms 16a, 16b of rocker arms 13a, 13b. In this state, each rocking angle of these rocker arms 13a, 13b decreases and each valve lift of an inlet valve 7a and an exhaust valve 7b become lessened. Thus, a variable range of valve timing is increased, through which a yet more improvement in volumetric efficiency is thus promoted.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



⑫ 公開特許公報 (A) 平4-143410

⑤ Int. Cl.⁵

F 01 L 13/00
1/18
1/20
F 02 D 13/02

識別記号

3 0 1 J
A
Z
G

府内整理番号

7114-3G
6965-3G
6965-3G
6502-3G

⑩ 公開 平成4年(1992)5月18日

審査請求 未請求 請求項の数 3 (全9頁)

⑥ 発明の名称 内燃機関の弁駆動装置

⑦ 特願 平2-264725

⑧ 出願 平2(1990)10月2日

⑨ 発明者 八木 静夫 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑩ 発明者 石橋 羊一 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑪ 発明者 西田 憲二 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

⑫ 出願人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

⑬ 代理人 弁理士 落合 健 外1名

明細書

1. 発明の名称

内燃機関の弁駆動装置

2. 特許請求の範囲

① カムシャフト (25a, 25b) を支持するカムシャフト支持部材 (22) を内燃機関 (E) の運転状態に応じて摺動軸心回りに摺動させ、前記カムシャフト (25a, 25b) に設けたカム (29a, 29b) がロッカアーム (13a, 13b) に当接する位置を変化させることにより、該ロッカアーム (13a, 13b) で駆動される弁 (7a, 7b) のバルブタイミングとバルブリフトを可変とした内燃機関の弁駆動装置において、

部分負荷運転時における前記弁 (7a, 7b) の開角が、全負荷運転時における前記開角よりも小さくなるように構成したことを特徴とする、内燃機関の弁駆動装置。

② 前記カム (29a, 29b) とロッカアーム

(13a, 13b) 間の実質的なクリアランスを該ロッカアーム (13a, 13b) に沿って変化させ、部分負荷運転時におけるクリアランスが、全負荷運転時におけるクリアランスよりも大きくなるように構成したことを特徴とする、請求項①記載の内燃機関の弁駆動装置。

③ 前記カム (29a, 29b) とロッカアーム (13a, 13b) 間のクリアランスを吸収する部材 (18a, 18b) を備えたことを特徴とする、請求項②記載の内燃機関の弁駆動装置。

3. 発明の詳細な説明

A. 発明の目的

(1) 産業上の利用分野

本発明は、カムシャフトを支持するカムシャフト支持部材を内燃機関の運転状態に応じて揺動軸心回りに揺動させ、前記カムシャフトに設けたカムがロッカアームに当接する位置を変化させることにより、該ロッカアームで駆動される弁のバルブタイミングとバルブリフトを可変とした内燃機関の弁駆動装置に関する。

(2) 従来の技術

かかる内燃機関の弁駆動装置は、本出願人が既に特願平2-137889号において提案している。上記内燃機関の弁駆動装置によれば、部分負荷運転時においてバルブタイミングを早めることにより、吸気行程でピストンが下死点に達する前に吸気弁を閉じて新気の吸入量をコントロールす

ることができる。その結果、部分負荷運転時にスロットル弁を開弁状態に保ったまま内燃機関の出力トルクを制御することが可能となり、吸気行程において前記スロットル弁を通過する新気の流路抵抗が減少してポンピングロスが減少する。

(3) 発明が解決しようとする課題

ところで、上記従来の弁駆動装置においては、主として部分負荷運転時においてバルブタイミングを早めることにより吸気弁の閉じ時期を早めているが、吸気弁の閉じ時期を一層広範囲に制御するには全負荷運転時と部分負荷運転時における弁の開角変化幅をより増加させることが望ましい。

本発明は前述の事情に鑑みてなされたもので、上記従来の弁制御装置を更に改良し、バルブタイミングの可変幅を増大させて体積効率の一層の向上を図ることを目的とする。

B. 発明の構成

(1) 課題を解決するための手段

前記目的を達成するために、本発明は、カムシャフトを支持するカムシャフト支持部材を内燃機関の運転状態に応じて揺動軸心回りに揺動させ、前記カムシャフトに設けたカムがロッカアームに当接する位置を変化させることにより、該ロッカアームで駆動される弁のバルブタイミングとバルブリフトを可変とした内燃機関の弁駆動装置において、部分負荷運転時における前記弁の開角が、全負荷運転時における前記開角よりも小さくなるように構成したことを第1の特徴とする。

また本発明は、前述の第1の特徴に加えて、前記カムとロッカアーム間の実質的なクリアランスを該ロッカアームに沿って変化させ、部分負荷運転時におけるクリアランスが、全負荷運転時におけるクリアランスよりも大きくなるように構成したことを第2の特徴とする。

更に本発明は、前述の第2の特徴に加えて、前記カムとロッカアーム間のクリアランスを吸収する部材を備えたことを第3の特徴とする。

(2) 作用

前述の本発明の第1の特徴によれば、カムシャフトを支持するカムシャフト支持部材を揺動軸心回りに揺動させると、前記カムシャフトに設けたカムがロッカアームに当接する位置が移動するため、そのロッカアームにより駆動される弁のバルブタイミングとバルブリフトが変化する。このとき、内燃機関の部分負荷運転時に前記弁の開角が小さくされるので、吸気弁の閉じ時期の制御を広範囲に行うことが可能となる。したがって、吸気弁の閉じ時期を下死点よりも早めて新気の吸入量を制御することにより、スロットル弁を開弁した状態のまま内燃機関の出力トルクを制御して該スロットル弁の流路抵抗によるポンピングロスが減

少させることができる。

また、本発明の第2の特徴によれば、カムシャフト支持部材を振動させるとカムシャフトに設けたカムとロッカアーム間の実質的なクリアランスが変化するため、部分負荷運転時に前記クリアランスが大きくなるよう設定することによりロッカアームのあそびが増加して弁の開角を小さくすることができる。その結果、部分負荷運転時における弁の微少リフト領域が減少して弁座部における絞り損失が減少するとともに、部分負荷運転時におけるバルブオーバーラップの時間面積が小さくなって排気中の有害成分量が減少する。

更に、本発明の第3の特徴によれば、カムとロッカアーム間のクリアランスが吸収されるので、ロッカアームのおどりが防止される。

(3) 実施例

以下、図面に基づいて本発明の実施例を説明す

る。

第1図～第7図は本発明の一実施例を示すもので、第1図はその弁駆動装置を備えた内燃機関の縦断面図、第2図は第1図のⅠ-Ⅰ線断面図、第3図は第1図のⅢ-Ⅲ線拡大矢視図、第4図は第1図のⅣ-Ⅳ線拡大断面図、第5図および第6図は作用の説明図、第7図は弁特性を示すグラフである。

第1図および第2図に示すように、ダブルオーバーヘッドカムシャフト型の4サイクル内燃機関Eは、ピストン1が搭載するシリンダーブロック2に上部に接合されるシリンダヘッド3と、その上部に接合されるヘッドカバー4とを備える。

シリンダヘッド3にはピストン1の頂面に対向するように燃焼室5が形成され、この燃焼室5に開口する各一对の吸気ポート6aと排気ポート6bには、各々吸気弁7aと排気弁7bが装着され

る。吸気弁7aと排気弁7bは弁ガイド8a, 8bに摺動自在に支持され、その傘部を弁座9a, 9bに着座させるべく、上下のリテナ10a, 10b; 11a, 11b間に縮設した弁ばね12a, 12bで上方に付勢される。そして、前記両弁7a, 7bの軸部上端が、吸気側ロッカアーム13aと排気側ロッカアーム13bに当接して駆動される。

第3図および第4図を併せて参照すると明らかのように、吸気側ロッカアーム13aは、シリンダヘッド3に設けた一对のブラケット14aに架設した偏心軸より成る吸気側ロッカアーム軸15aに摺動自在に支持される。吸気側ロッカアーム13aは、前記吸気側ロッカアーム軸15aの外周に各々ボス部16a, 17aを嵌合させたスリッパアーム16aとサブロッカアーム17aから構成され、スリッパアーム16aの下面とサ

ブロッカアーム17aの上面との間には前記弁ばね12aよりも弱いスプリング18aが縮設される。このスプリング18aは後述のカム29aから受ける駆動力を緩衝して吸気弁7aに伝達するだけでなく、スリッパアーム16aをカム29aに常時当接させることにより、そのスリッパアーム16aのおどりを防止してタベット音の発生を防止する作用を有する。

第6図から明らかなように、スリッパアーム16aの上面にはカム29aが当接するスリッパ面16a₂が形成されるとともに、その下面にはサブロッカアーム17aの上面に設けた下部ストッパ部材17a₁に当接可能な上部ストッパ部材16a₁, 17a₂が設けられる。前記両ストッパ部材16a₁, 17a₂は、スリッパアーム16aがカム29aに押圧されてスプリング18aを圧縮しながらサブロッカアーム17aに向けて下降した際に

その移動端を規制するためのもので、打音の発生を防止すべく硬質合成樹脂あるいは硬質ゴムで形成される。そして、前記スリッパ面16a₂がカム29aのベース円に当接する実線位置にあるとき、そのスリッパ面16a₂を構成する円弧の中心が、後述のカムシャフト支持部材22の揺動軸心Oに一致するように形成される。従って、スリッパアーム16aが鎖線の位置まで下降してそのストッパ部材16a₃がサブロッカアーム17aのストッパ部材17a₂に当接した状態では、前記スリッパ面16a₂は前記揺動軸心Oから外れたO'を中心とする円弧上に位置することになる。なお、排気弁7bおよび排気側ロッカアーム13bの構造は、前述の吸気弁7aおよび吸気側ロッカアーム13aの構造と同一であるため、添字bを持つ同一の符号を付すことにより重複する説明を省略する。

9bが前記排気側ロッカアーム13bのスリッパアーム16bに当接する。第1図から明らかなように、両ロッカアーム軸15a, 15bは両カムシャフト25a, 25bに対して同一側（同図において右側）に配設され、且つ両カムシャフト25a, 25bはアイドラギヤ27およびカムギヤ28a, 28bに介していくれも反時計方向に駆動される。

ヘッドカバー4の上部にはサーボモータ30に接続されて回転するウォームギヤシャフト31が設けられ、その外周に形成したウォームギヤ31₁が前記カムシャフト支持部材22の一方の側板19に形成したセクタギヤ19₁に噛合する。これにより、前記サーボモータ30を駆動してウォームギヤシャフト31を回転させると、2本のカムシャフト25a, 25bを支持するカムシャフト支持部材22をボス23, 24を中心に揺動さ

第1図および第2図に示すように、一对の扇状の側板19, 20を2本の連結部材21で相互に連結して成るカムシャフト支持部材22が、シリンドヘッド3に前記揺動軸心Oと同心に設けた一对のボス23, 24に揺動自在に支持される。カムシャフト支持部材22の一対の側板19, 20間に吸気側カムシャフト25aと排気側カムシャフト25bが回転自在に架設され、前記一对のボス23にボールベアリング26を介して支持されてクラランクシャフトと連動して回転するアイドラギヤ27が、前記吸気側カムシャフト25aに設けた吸気側カムギヤ28aと排気側カムシャフト25bに設けた排気側カムギヤ28bとに噛合する。そして、吸気側カムシャフト25aに設けた吸気側カム29aが前記吸気側ロッカアーム13aのスリッパアーム16aに当接するとともに、排気側カムシャフト25aに設けた排気側カム2

せることができる。

次に、前述の構成を備えた本発明の実施例の作用について説明する。

内燃機関Eの運転に伴ってクラランクシャフトに連動するアイドラギヤ27の回転は一对のカムギヤ28a, 28bを介してカムシャフト25a, 25bに伝達され、このカムシャフト25a, 25bをクラランクシャフトの1/2の回転速度で駆動する。カムシャフト25a, 25bと共に回転するカム29a, 29bに当接するロッカアーム13a, 13bはロッカアーム軸15a, 15b回りに揺動し、このロッカアーム13a, 13bに押圧された吸気弁7aおよび排気弁7bはクラランクシャフトの2回転につき1回ずつ開弁する。このとき、吸気側カム29aと排気側カム29bはいずれも第1図において反時計方向に回転するが、排気側カム25bの位相は吸気側カム25a

の位相よりも約90°進んでおり、これにより先ず排気弁7bの開弁期間が生じ、それに続いて吸気弁7aの開弁期間が生じる。そして、排気弁7bの開弁期間と吸気弁7aの開弁期間は僅かに重複し、そこに排気弁7bと吸気弁7aのバルブオーバーラップ期間が形成される。

さて、内燃機関Eの部分負荷運転時にはサーボモータ30によりウォームギヤシャフト31が回転し、ウォームギヤ31、およびセクタギヤ19を介してカムシャフト支持部材22が第5図(a)の位置に揺動する。これにより、両カム29a、29bはロッカアーム13a、13bのスリッパアーム16a、16b先端側に当接し、この状態ではロッカアーム軸15a、15bから前記カム29a、29bとスリッパアーム16a、16bとの接触点までのレバー比が大きくなるため、前記ロッカアーム13a、13bの揺動角が

減少して吸気弁7aと排気弁7bのバルブリフトは第7図に示すように共に小さくなる。

内燃機関Eの全負荷運転時にはカムシャフト支持部材22が第5図(b)の位置に時計方向に揺動し、両カム29a、29bはロッカアーム13a、13bのスリッパアーム16a、16b基礎側に当接する。この状態ではロッカアーム軸15a、15bから前記カム29a、29bとスリッパアーム16a、16bとの接触点までのレバー比が小さくなるため、前記ロッカアーム13a、13bの揺動角が増加して吸気弁7aと排気弁7bのバルブリフトは第7図に示すように共に大きくなり、更にバルブオーバーラップの時間面積も部分負荷運転時に比べて増加する。同時に、前記カムシャフト支持部材22の時計方向の揺動により、アイドライギヤ27に噛合する吸気側カムギヤ29aと排気側カムギヤ29bは時計方向、すな

わちカムシャフト25a、25bの回転方向と逆方向に僅かに回転するため、吸気側カム29aと排気側カム29bの位相角が遅れ側に移動してバルブタイミングに遅れが生じる。つまり、全負荷運転時には部分負荷運転時に比べてバルブリフトが増加するとともに、バルブタイミングが遅れることになる。

而して、全負荷運転時に吸気弁7aの閉じ位置を下死点を過ぎた範囲でコントロールすることにより、吸気慣性効果を最大限に発揮させて体積効率の向上を図ることができるだけでなく、排気弁7bの閉じ位置をコントロールすることにより、バルブオーバーラップの時間面積を変更して排気系の脈動効果を有效地に利用することができ、これにより内燃機関Eの高出力化とトルクのフラット化を同時に実現することができる。

また、部分負荷運転時にはバルブリフトの減少

によってバルブ駆動に伴うメカ騒音の低減が可能になるとともに、バルブ駆動に伴うフリクションの低減が可能となる。更に、前記バルブリフトの低下に伴ってバルブオーバーラップの時間面積が減少するので、通過新気が減少して排気のクリーン化が可能になるばかりか、排気圧力の吸気系への回り込みが減少して吸気騒音が低下する。

さて、本発明においては、部分負荷運転時に吸気弁7aと排気弁7bの開角が自動的に減少するため、前述の効果に加えて一層の効果が発揮される。すなわち、両カム29a、29bはスプリング18a、18bの弾发力でスリッパアーム16a、16bのスリッパ面16az、16bzに常に接触しているが、スリッパアーム16a、16bがカム29a、29bに押し下げられてそのストッパ部材16az、16bzがサブロッカーム17a、17bのストッパ部材17az、17bz

b₂に当接するまでの間、カム29a, 29bの駆動力は吸気弁7aと排気弁7bに伝達されず、両弁7a, 7bは閉弁位置に保持されたままとなる。そして、スリッパアーム16a, 16bのストッパ部材16a₂, 16b₂がサブロッカアーム17a, 17bのストッパ部材17a₂, 17b₂に当接した後、初めて両弁7a, 7bが押し下げられて弁座9a, 9bから離間する。そして、スリッパアーム16a, 16bとサブロッカアーム17a, 17bが一体化される瞬間までのスリッパ面16a₂, 16b₂の空動距離は、第6図に示すようにカム29a, 29bがスリッパアーム16a, 16bの基端側に当接する全負荷運転時には比較的小さいδ₁であるのに対し、カム29a, 29bがスリッパアーム16a, 16bの先端側に当接する部分負荷運転時には比較的大きいδ₂となる。その結果、第7図に示すように、

殆ど消滅して排氣中の有害成分を一層効果的に低減することが可能となる。

以上、本発明の実施例を詳述したが、本発明は、前記実施例に限定されるものではなく、特許請求の範囲に記載された本発明を逸脱することなく、種々の小設計変更を行うことが可能である。

例えば、スリッパアーム16a, 16bとサブロッカアーム17a, 17b間にスプリング18a, 18bを介在させる代わりに、タベット部に自己減衰機能の高い材料を埋め込んだり、油圧ダンパー効果を有する油圧タベットを用いることができる。

C. 発明の効果

以上のように本発明の第1の特徴によれば、内燃機関の部分負荷運転時に弁の開角が小さくなるため、レイアウト上の種々の制約下においても吸気弁の閉じ時期の制御を広範囲に行うことが可能

全負荷運転時におけるゼロリフトラインL₁、すなわち両弁7a, 7bが実際に開閉する基準となるラインは横軸に近接した通常の位置に設定されるのに対し、部分負荷運転時のゼロリフトラインL₂は横軸から大きく上方に偏倚する。その結果、部分負荷運転時において両弁7a, 7bの開角(A_aおよびA_b)が大幅に減少し、前述のバルブタイミングの変化と相俟って吸気弁7aの有効閉じ時期I_cが下死点の手前位置に大きく移動する。これにより、スロットル弁を開弁した状態のまま新氣の吸入量をコントロールして内燃機関Eに出力トルクを制御することが可能となり、スロットル弁の流路抵抗の減少によるポンピングロスが低減される。更に、部分負荷運転時の微少バルブリフト領域が減少して弁座9a, 9b部における吸気および排気の絞り抵抗を低減することが可能となるばかりか、バルブオーバーラップ期間が

となる。これにより、吸気弁の閉じ時期を下死点の手前でコントロールして新氣の吸入量を制御し、スロットル弁を開弁した状態のまま内燃機関の出力トルクを効率的に制御することができる。

また、本発明の第2の特徴によれば、部分負荷運転時における弁の微少リフト領域が減少して弁座部における絞り損失が減少するだけでなく、部分負荷運転時におけるバルブオーバーラップの時間面積が小さくなるため、通過新氣が減少して排氣中の有害成分量が減少する。

更に、本発明の第3の特徴によれば、カムとロッカアーム間のクリアランスが吸収されるので、ロッカアームのおどりが防止されてバルブ騒音が低下する。

4. 図面の簡単な説明

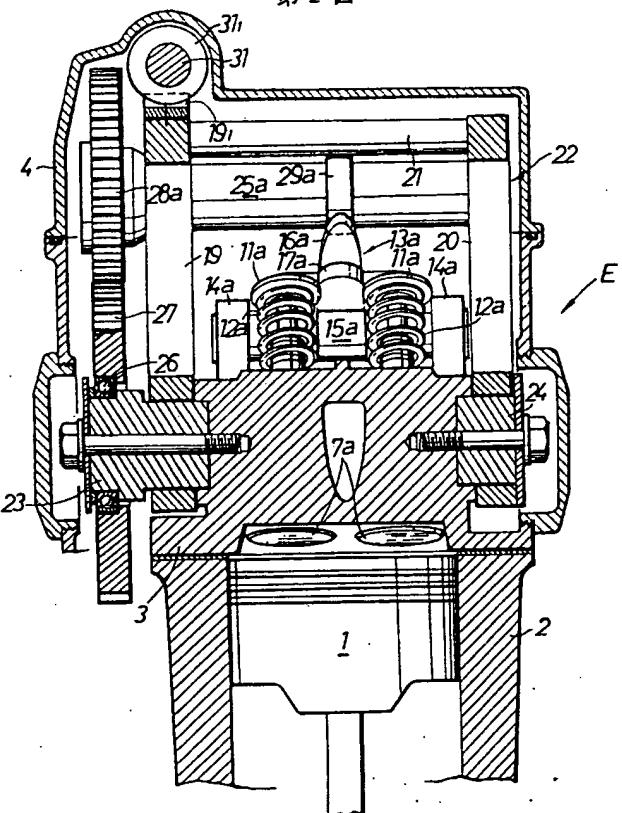
第1図～第7図は本発明の一実施例を示すもので、第1図はその弁駆動装置を備えた内燃機関の

縦断面図、第2図は第1図のII-II線断面図、第3図は第1図のIII-III線拡大矢視図、第4図は第1図のIV-IV線拡大断面図、第5図および第6図は作用の説明図、第7図は弁特性を示すグラフである。

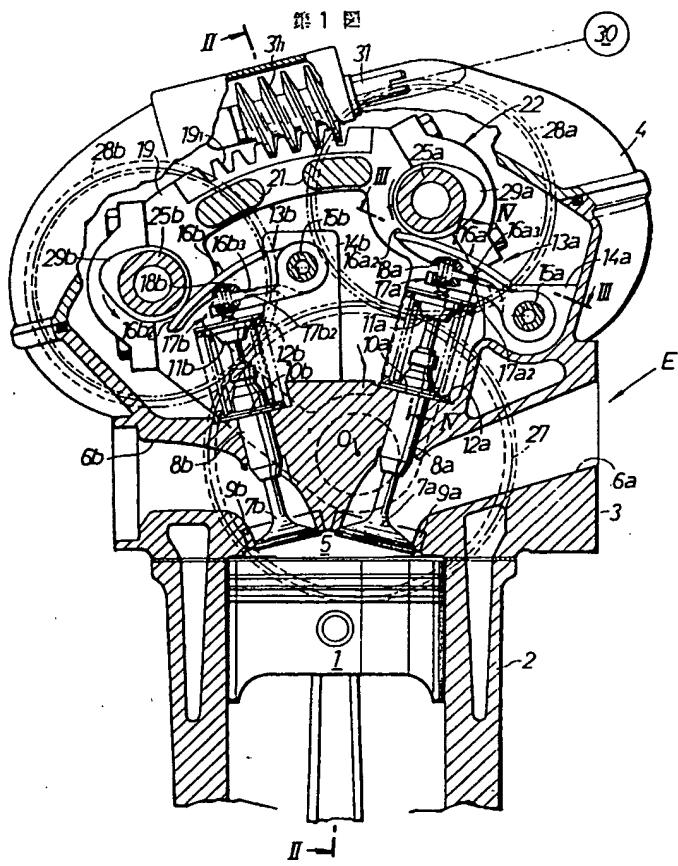
7a, 7b…弁、13a, 13b…ロッカーム、18a, 18b…スプリング、22…カムシフト支持部材、25a, 25…カムシャフト、
29a, 29b…カム、
E…内燃機関

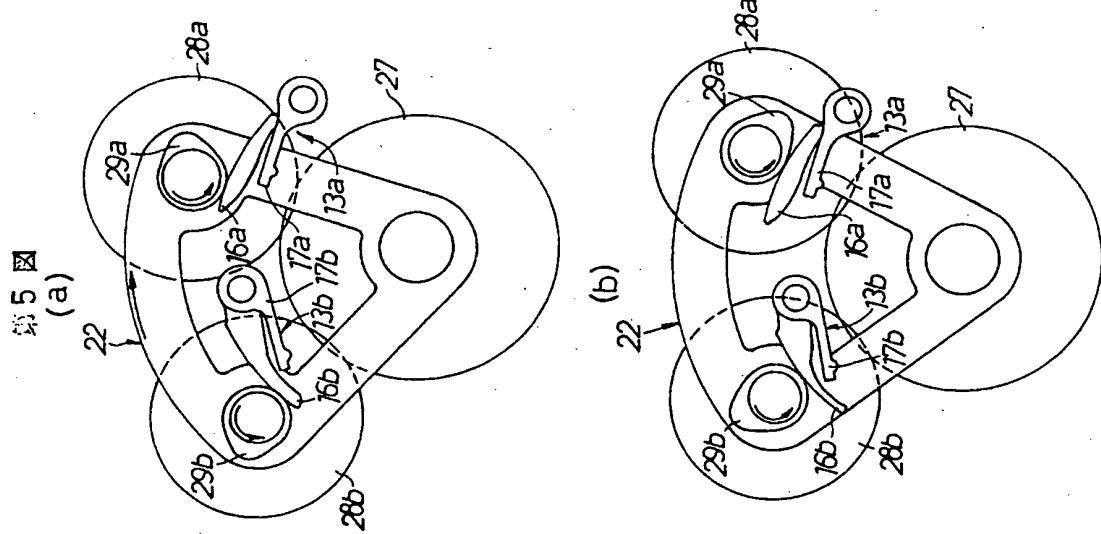
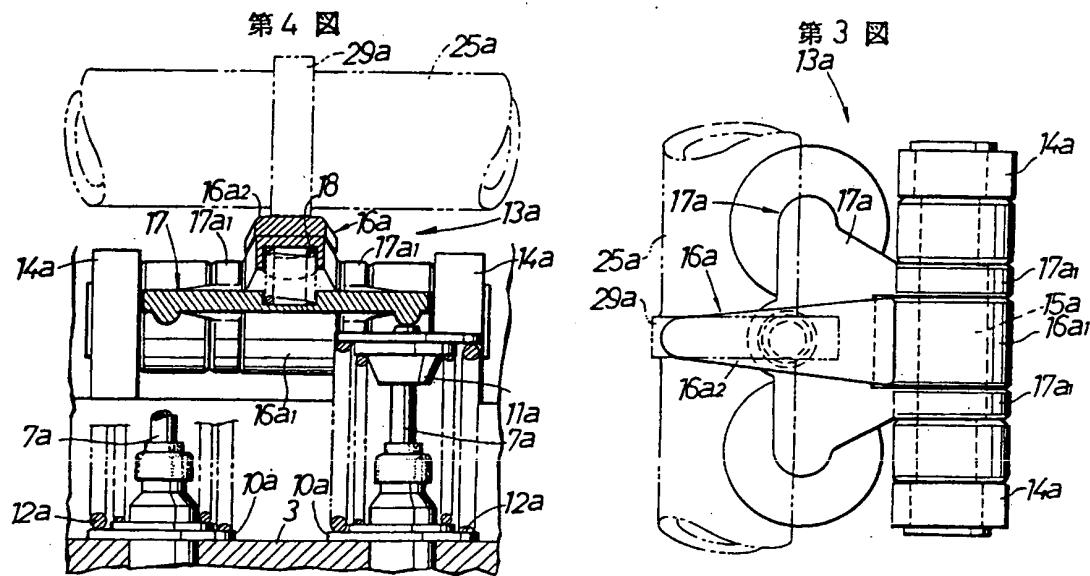
特許出願人 本田技研工業株式会社
代理人 弁理士 落合 健
同 仁木 一明

第2図

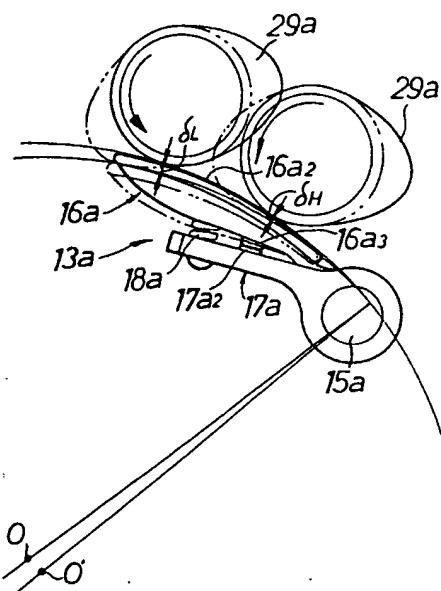


第1図





第6図



第7図

